

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-177903

(43)Date of publication of application : 12.07.1996

(51)Int.Cl. F16D 65/06
B60T 1/06
F16D 49/12

(21)Application number : 06-335927

(71)Applicant : JATCO CORP

(22)Date of filing : 22.12.1994

(72)Inventor : FUKAZAWA SHUNEI

MOCHIZUKI YASUNARI

MORI AKIMASA

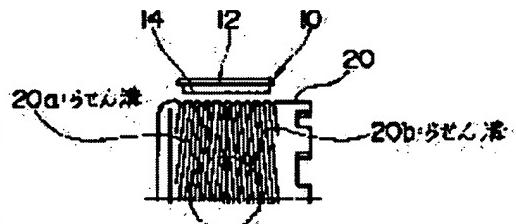
KURATA TAKAFUMI

(54) BAND BRAKE DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the deterioration of the durability or performance of a change with the lapse of time of a band brake device.

CONSTITUTION: In this band brake device, a fixed side bracket, to be fixed to one end side of a brake band 10, is fixed to an anchor end pin to be wound on the outer periphery of a drum 20, and an operation side bracket, to be fixed to the other end side of the brake band 10, is used in a condition where a load is applied from the stem of a hydraulic servo device. A pair of spiral grooves 20a and 20b, reversely wound each other from the axis direction middle side of the drum 20 to both end parts, are formed on the outer peripheral surface of the drum 20.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 15.03.2001

[Date of sending the examiner's decision of

[rejection]

[Kind of final disposal of application other than
the examiner's decision of rejection or
application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-177903

(43)公開日 平成8年(1996)7月12日

(51)Int.Cl.⁶
F 16 D 65/06
B 60 T 1/06
F 16 D 49/12

識別記号 J
内整理番号 E

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数3 FD (全8頁)

(21)出願番号 特願平6-335927
(22)出願日 平成6年(1994)12月22日

(71)出願人 000231350
ジャトコ株式会社
静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1
(72)発明者 深沢 俊英
静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1 ジ
ヤトコ株式会社内
(72)発明者 望月 康成
静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1 ジ
ヤトコ株式会社内
(72)発明者 森 規賀
静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1 ジ
ヤトコ株式会社内
(74)代理人 弁理士 石戸 久子

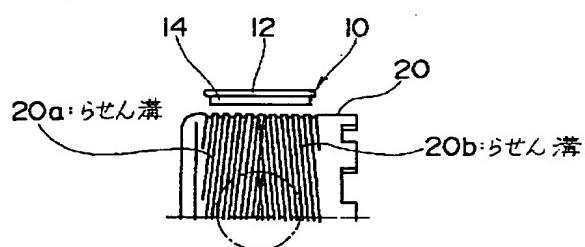
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 バンドブレーキ装置

(57)【要約】 (修正有)

【目的】 バンドブレーキ装置の耐久性や経時変化性能の悪化を防止する。

【構成】 ブレーキバンド10の一端側に固着される固定側ブラケットがアンカエンドピンに固定されてドラム20の外周に巻付けられ、ブレーキバンド10の他端側に固着される作動側ブラケットが油圧サーボ装置のシステムから荷重が加えられる状態で使用されるバンドブレーキ装置であり、ドラム20の外周面に、これの軸方向中央側から両端部に向かって互いに逆巻きの一対のらせん溝20a及び20bが形成されている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキバンド (10) の一端側に固着される固定側プラケット (16) がアンカエンドピン (18) に固定されてドラム (20) の外周に巻付けられ、ブレーキバンド (10) の他端側に固着される作動側プラケット (22) が油圧サーボ装置 (24) のステム (26) から荷重が加えられる状態で使用されるバンドブレーキ装置において、上記ドラム (20) の外周面には、これの軸方向中央側から両端部に向かって互いに逆巻きの一対のらせん溝 (20a, 20b) が形成されている、ことを特徴とするバンドブレーキ装置。

【請求項 2】 上記一対のらせん溝 (30b 及び 30c) の少なくとも一側端部には、環状溝 (30a) が形成されている、

請求項 1 記載のバンドブレーキ装置。

【請求項 3】 ドラム (92) の外周に巻付けられるブレーキバンド (90) と、

ブレーキバンド (90) に締結荷重を加える油圧サーボ装置 (100) と、

を有しており、

油圧サーボ装置 (100) は、

ブレーキバンド (90) をドラム (92) に向かって押圧可能なシステム (110) と、

システム (110) と一体であるとともに、バンド開放圧が作用する第 1 サーボピストン (102) と、

第 1 サーボピストンと相対移動可能であるとともに、バンド締結圧が作用する第 2 サーボピストン (104) と、

第 1 サーボピストン (102) を締結解除方向に常時押圧するスプリング (108) と、

を有している、

バンドブレーキ装置において、

上記第 1 サーボピストン (102) と、上記第 2 サーボピストン (104)との間には、これらを互いに離隔する方向に常時押圧する皿ばね (106) が設けられており、

皿ばね (106) の荷重は、第 1 サーボピストン (102) の移動によって発生するバンド締結圧に基づく力から、出力軸トルクがイナーシャフェーズに入るときの油圧に基づく力までの範囲の力に対応する大きさの範囲に設定されている、

ことを特徴とするバンドブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、自動変速機のバンドブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来のバンドブレーキ装置としては、潤滑のために外周面にらせん状の溝が設けられていたり、

機械加工の際に生じる縞模様状のツールマークが意図的に残されていたりするドラムを有しているものがある。

また、実開平 1-149059 号公報に示されるような油圧サーボ装置を有しているものもある。すなわち、こ

れに示される油圧サーボ装置は、シリンダ内部を仕切つて画成された容積変化自在な 3 つの油室を有しており、第 1 室には解放圧が、第 2 室には締結圧が、第 3 室にはライン圧が、それぞれ導入される。また、第 2 室に導入される締結圧の上昇に伴って移動する第 1 のピストン

と、締結圧が所定の設定圧を越えて上昇すると第 3 室の容積を縮小させながら移動する第 2 のピストンと、第 1 のピストンの移動方向に所定の離隔距離で設けられた係合部及び係合部と一体的に所定の締結機構に連結する連結部を持つシステムと、離隔距離内に縮径され、第 1 のピ

ストンの移動に抗する付勢力を発揮するコイルスプリングと、を備えている。コイルスプリングは、少なくとも上記設定圧に至るまでは、第 1 のピストンの移動が継続されるようにはね力が設定されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記のような従来のバンドブレーキ装置では、次のような第 1 の問題がある。すなわち、外周面にらせん状溝が設けられていたり、ツールマークが残されていたりするドラムを有しているものにおいては、ドラムと摩擦接觸してい

るブレーキバンドが、ドラムの回転にともない、これのらせん状溝やツールマークが軸方向に移動していくため、らせん状溝やツールマークに沿って、ドラムの一端部方向に軸方向に移動させられていくことになる。しかし、ブレーキバンドは、これの端部に連結されているブ

ラケットによりケースに支持されているため、ブレーキバンドの一側縁部がドラムのらせん状溝やツールマークが設けられている部分の端部に当たったとき、軸方向への移動が停止される。このため、ドラムの上記端部とブレーキバンドの一側縁部との間で摩擦が発生するので、

バンドブレーキ装置の耐久性や経時変化特性を悪化させる場合があるという問題がある。また、実開平 1-149059 号公報に示されるバンドブレーキ装置では、次のような第 2 の問題がある。すなわち、第 1 のピストンのストローク終了時に、サージ油圧が出るため、ブレーキバンドを急激に締結し始めてしまう。このため、イナーシャフェーズ開始初期に出力軸トルクにピークが発生してしまい、変速ショックが悪化しやすいという問題がある。また、第 1 のピストンの移動に抗する付勢力を発揮するものとしてコイルスプリングを使用しているの

で、軸方向にコイルスプリングを収納するためのスペースが必要となる。このため、コイルスプリングを高荷重が得られるように設定する場合、これの線径を大きくする必要があるため、これにともない径方向のスペースも必要となる。これにより、油圧サーボ装置が大型化してしまうという問題がある。本発明は、このような課題を

解決するためのものである。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明は、ドラムの外周面に、これの軸方向中央方向から両端部方向に向かって互いに逆巻きである一対のらせん溝を形成することにより、上記課題を解決する。すなわち、請求項1記載の本発明のバンドブレーキ装置は、上記第1の課題を解決するため、ブレーキバンド(10)の一端側に固着される固定側ブラケット(16)がアンカエンドピン(18)に固定されてドラム(20)の外周に巻付けられ、ブレーキバンド(10)の他端側に固着される作動側ブラケット(22)が油圧サーボ装置(24)のシステム(26)から荷重が加えられる状態で使用されるものにおいて、上記ドラム(20)の外周面には、これの軸方向中央側から両端部に向かって互いに逆巻きの一対のらせん溝(20a、20b)が形成されている、ことを特徴とする。また、請求項2記載の本発明のバンドブレーキ装置は、上記一対のらせん溝(30b及び30c)の少なくとも一側端部には、環状溝(30a)が形成されていることを特徴とする。また、請求項3記載の本発明のバンドブレーキ装置は、上記第2の課題を解決するため、ドラム(92)の外周に巻付けられるブレーキバンド(90)と、ブレーキバンド(90)に締結荷重を加える油圧サーボ装置(100)と、を有しており、油圧サーボ装置(100)は、ブレーキバンド(90)をドラム(92)に向かって押圧可能なシステム(110)と、システム(110)と一体であるとともに、バンド開放圧が作用する第1サーボピストン(102)と、第1サーボピストンと相対移動可能であるとともに、バンド締結圧が作用する第2サーボピストン(104)と、第1サーボピストン(102)を締結解除方向に常時押圧するスプリング(108)と、を有しているものにおいて、上記第1サーボピストン(102)と、上記第2サーボピストン(104)との間には、これらを互いに離隔する方向に常時押圧する皿ばね(106)が設けられており、皿ばね(106)の荷重は、第1サーボピストン(102)の移動によって発生するバンド締結圧に基づく力から、出力軸トルクがイナーシャフェーズに入るときの油圧に基づく力までの範囲の力に対応する大きさの範囲に設定されている、ことを特徴とする。なお、上記かっこ内の符号は、後述する実施例の対応する部材を示す。

【0005】

【作用】請求項1記載のバンドブレーキ装置においては、ドラム20が所定方向に回転するときには、らせん溝20a及び20bは、それぞれドラム20の両端部側から軸方向中央方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、ドラム20の軸方向中央方向に向かって力が働くことになる。また、ドラム20が上記所定方向とは反対方向に回転するときには、

らせん溝20a及び20bは、それぞれドラム20の軸方向中央側から両端部方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、ドラム20の両端部方向に向かって力が働くことになる。このよう
05 に、ブレーキバンド10は、ドラム20の軸方向の一方
にのみ引きずられて移動するということがなくなるた
め、ブレーキバンド10の一端部がドラム20の端部に
当たるということがない。これにより、バンドブレーキ
10 装置11の耐久性や経時変化性能が悪化するということ
がなくなる。また、請求項2記載の本発明のバンドブレ
15 キ装置によれば、ドラム30が上記所定方向に回転す
る場合には、潤滑油は、ドラム30の軸方向中央側から
両端部方向にらせん溝30b及び30cに沿って移動
し、ドラム30の両端部から排出されるようになるた
め、効果的に排出される。また、ドラム30が上記所定
15 方向とは反対方向に回転する場合には、潤滑油は、ドラ
ム30の両端部側から軸方向中央方向にらせん溝30b
及び30cに沿って移動し、ドラム30の軸方向中央側
端部まで移動した時点で、環状溝30aに沿って排出さ
れようになるため、効果的に排出される。したがつ
20 て、ドラム30の回転方向にかかわりなく、潤滑油を効
果的に排出することができる。また、請求項3記載の本
発明のバンドブレーキ装置によれば、ブレーキバンド9
0をドラム92に締結させる場合は、まず、締結側油室
25 116に油を供給する。これにより、バンド締結圧が増
大するため、第2サーボピストン104が締結方向にス
トロークしていく。このため、皿ばね106及び第1サ
ーボピストン102が、コイルスプリング108の弾性
30 力に逆らって締結方向にストロークしていく。これによ
り、ブレーキバンド90がシステム110によって押圧さ
れ、第1サーボピストン102のストロークが完了した
35 時点で、ブレーキバンド90がドラム92に密着する。
ただし、この時点では、ブレーキバンド90とドラム9
2との間に締結力は発生しておらず、ドラム92は、ブ
レーキバンド90に対して滑って回転し続けている。締
結側油室116へ供給される油により増大し続けるバン
ド締結圧によって、第2サーボピストン104が図10
40 中下方に押圧される。これにより、皿ばね106は、第
2サーボピストン104に押圧されてたわむため、第1
サーボピストン102に加えられるバンド締結圧が、滑
らかに増加し続け、バンド締結圧が所定の値になった時
45 点で、締結側油室116への油の供給が停止する。これ
により、ブレーキバンド90は、滑らかに増大していく
バンド締結力によって、ドラム92に締結される。した
がつて、イナーシャフェーズ開始初期に出力軸トルクに
ピークを発生させることができないため、変速ショックを改
善することができる。また、小ストロークで高荷重を発
生する皿ばね106を使用することにより、油圧サーボ
50 装置100を小型化することができる。

【0006】

【実施例】図1に本発明のバンドブレーキ装置11を示す。ブレーキバンド10は、柔軟な帯状部材12と、これに張付けられるライニング材14と、を有している。

(なお、帯状部材12はあらかじめ円形に成形した金属材を用いることもできる)。帯状部材12は、これの一端側に固定側プラケット16がアンカエンドピン18の一端に固定されて、ドラム20の外周に巻付けられ、帯状部材12の他端側に固定される作動側プラケット22が、油圧サーボ装置24のステム26とストラット28を介して連結されている。固定側プラケット16の他端は、ケース30に連結されている。

【0007】次に、図2にドラム20の一部の側面図を、図3に図2の○印部の拡大図を示す。ドラム20には、これの軸方向中央位置から両端部に向かって、ハの字状に描かれる互いに逆巻きのらせん溝20a及び20bがそれぞれ形成されている。ドラム20が図3(a)に示される矢印A方向に回転するときには、らせん溝20a及び20bは、それぞれドラム20の両端部側から軸方向中央方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、図3(a)の矢印Bに示されるように、ドラム20の軸方向中央方向に向かって力が働くことになる。また、ドラム20が図3(b)に示される矢印C方向に回転するときには、らせん溝20a及び20bは、それぞれドラム20の軸方向中央側から両端部方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、図3(b)の矢印Dに示されるように、ドラム20の両端部方向に向かって力が働くことになる。このように、ブレーキバンド10は、ドラム20の軸方向の一方向にのみ引きずられて移動するということがなくなるため、ブレーキバンド10の一端部がドラム20のらせん溝20a及び20bが形成されていない端部に当たることがない。これにより、バンドブレーキ装置11の耐久性や経時変化性能が悪化するということなくなる。しかし、この第1実施例の場合、ドラム20の回転方向によって潤滑油の排出能力に違いが生じてくる。すなわち、ドラム20が図3(a)に示される矢印A方向に回転する場合には、潤滑油は、ドラム20の軸方向中央側から両端部方向にらせん溝20a及び20bに沿って移動し、ドラム20の両端部から排出されるようになるため、効果的に排出される。しかしながら、ドラム20が図3(b)に示される矢印C方向に回転する場合には、潤滑油は、ドラム20の両端部側から軸方向中央方向にらせん溝20a及び20bに沿って移動するため、らせん溝20a及び20bによって形成される袋小路によってドラム20の軸方向中央付近に滞ってしまい、排出性が悪くなるという問題がある。

【0008】次に、図4に第2実施例を示す。ドラム30には、これの軸方向中央位置に無端状の環状溝30aが形成されており、この環状溝30aからドラム30の軸方向両端部に向かって、ハの字状に描かれる互いに逆

巻きのらせん溝30b及び30cがそれぞれ形成されている。ドラム30が図5(a)に示される矢印E方向に回転するときには、らせん溝30b及び30cは、それぞれドラム30の両端部側から軸方向中央方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、図5(a)の矢印Fに示されるように、ドラム30の軸方向中央方向に向かって力が働くことになる。また、ドラム30が図5(b)に示される矢印G方向に回転するときには、らせん溝30b及び30cは、それぞれドラム30の軸方向中央側から両端部方向に移動する。このため、ブレーキバンド10のライニング材14には、図5(b)の矢印Hに示されるように、ドラム30の両端部方向に向かって力が働くことになる。このように、ブレーキバンド10は、ドラム30の軸方向の一方に向かってのみ引きずられて移動するということがなくなるため、ブレーキバンド10の一端部がドラム30のらせん溝30b及び30cが形成されていない端部に当たるということがない。これにより、バンドブレーキ装置11の耐久性や経時変化性能が悪化するということなくなる。この第2実施例の場合、ドラム30の回転方向による潤滑油の排出能力は次のようになる。すなわち、ドラム30が図5(a)に示される矢印E方向に回転する場合には、潤滑油は、ドラム30の軸方向中央側から両端部方向にらせん溝30b及び30cに沿って移動し、ドラム30の両端部から排出されるようになるため、効果的に排出される。また、ドラム30が図5(b)に示される矢印G方向に回転する場合には、潤滑油は、ドラム30の両端部側から軸方向中央方向にらせん溝30b及び30cに沿って移動し、ドラム30の軸方向中央位置まで移動した時点で、環状溝30aに沿って排出されるようになるため、効果的に排出される。

【0009】図6に第3実施例を示す。ドラム40は、これの軸方向中央位置に円周方向全周にわたって広幅の研削面40aが形成されており、この研削面40aからドラム40の軸方向両端部に向かって、ハの字状に描かれる互いに逆巻きのらせん溝40b及び40cがそれぞれ形成された構造を有している。これにより、ブレーキバンド10のライニング材14の軸方向両端部は高圧面部分であるが、ドラム40の軸方向両端部の潤滑油が40b及び40cに沿ってそれぞれ移動するため、この部分の潤滑性向上させることができる。

【0010】図7に第4実施例を示す。これに示されるドラム50は、第3実施例に示されるドラム40の研削面40aと、40b及び40cと、の境界部分に、円周方向全周にわたって環状溝50a及び50bがそれぞれ形成された構造を有している。これにより、ドラム50が図7中上方向に回転した場合でも、らせん溝50c及び50dに沿ってドラム50の両端部側から軸方向中央方向に移動していく潤滑油を、環状溝50a及び50bに沿って移動させて排出させることができるために、ドラ

ム 50 の回転方向による潤滑油の排出性の違いを改善することができる。

【0011】図8に第5実施例を示す。これに示されるドラム60は、これの軸方向中央位置に円周方向全周にわたって環状溝60eが形成され、環状溝60eから両端部に向かって所定幅だけ、ハの字状に描かれる互いに逆巻きのらせん溝60a及び60bがそれぞれ形成され、らせん溝60a及び60bからドラム60の両端部まで研削面60c及び60dがそれぞれ形成された構造を有している。これにより、ブレーキバンド10のライニング材14の高圧面部分である両端部に、研削面60c及び60dがそれぞれ配置されることになるため、摩擦係数を大きくすることができる。

【0012】図9に第6実施例を示す。これに示されるドラム70は、第5実施例に示される60a及び60bと研削面60c及び60dとの境界部分に、円周方向全周にわたって環状溝70a及び70bが形成された構造を有している。これにより、ドラム70が図9中下方に回転した場合でも、らせん溝70c及び70dに沿ってドラム70の両端部側から軸方向中央方向に移動していく潤滑油を、環状溝70a及び70bに沿って移動させて排出させることができるために、ドラム70の回転方向による潤滑油の排出性の違いを改善することができる。

【0013】また、図10にブレーキバンド90のドラム92への締結及び締結解除を行う油圧サーボ装置100を示す。油圧サーボ装置100は、第1サーボピストン102、第2サーボピストン104、皿ばね106、コイルスプリング108、及びシステム110を有している。システム110は、トランスマッ션ケース112に摺動可能に設けられており、先端は、ブレーキバンド90の作動側端部を押圧可能である。第1サーボピストン102は、この中心部に貫通するシステム110に固定されている。これにより、第1サーボピストン102は、システム110と一緒にトランスマッションケース112内を摺動可能である。第1サーボピストン102とトランスマッションケース112とによって解放側油室114が形成されており、解放側油室114にはバンド開放圧が作用する。コイルスプリング108は、第1サーボピストン102とトランスマッションケース112との間に設けられており、システム110をブレーキバンド90から離す方向へ、當時第1サーボピストン102を押圧している。第2サーボピストン104は、第1サーボピストン102と同心に配置されており、これの中心部には、システム110を挿入可能な挿入穴104aが形成されている。第2サーボピストン104とトランスマッションケース112とによって締結側油室116が形成されており、締結側油室116にはバンド締結圧が作用する。皿ばね106は、第1サーボピストン102と第2サーボピストン104との間に配置されており、両者を當時離隔する方向に押圧している。皿ばね106

の荷重は、第2サーボピストン104のストロークするバンド締結圧に基づく力よりも大きく、出力軸トルクがイナーシャフェーズに入るときの油圧に基づく力までの範囲の力をカバーすることができるように設定されている。

【0014】次に、本実施例の動作について説明する。ブレーキバンド90をドラム92に締結させる場合は、まず、締結側油室116に油を供給する。これにより、バンド締結圧が増大するため、第2サーボピストン104が図10中下方にストロークしていく。このため、皿ばね106及び第1サーボピストン102が、コイルスプリング108の弾性力に逆らって図10中下方にストロークしていく。これにより、ブレーキバンド90の作動側端部がシステム110によって押圧され、第1サーボピストン102のストロークが完了した時点で、ブレーキバンド90がドラム92に密着する。ただし、この時点では、ブレーキバンド90とドラム92との間に締結力は発生しておらず、ドラム92は、ブレーキバンド90に対して滑って回転し続けている。なお、このときのバンド締結圧が、図11のバンド締結圧のグラフに示されるサーボストローク棚である。この後、締結側油室116へ供給される油により増大し続けるバンド締結圧によって、第2サーボピストン104が図10中下方に押圧される。これにより、皿ばね106は、第2サーボピストン104に押圧されてたわむため、第1サーボピストン102に加えられるバンド締結圧が、図11のバンド締結圧のグラフに示されるように、皿ばね106の特性による油圧面取り効果により滑らかに増大し続け、バンド締結圧が所定の値になった時点で、締結側油室116への油の供給が停止する。なお、このバンド締結圧は、アキュムレータがある場合は、アキュムレータ棚である。これにより、ブレーキバンド90は、図11のバンド締結力のグラフに示されるように、滑らかに増大していくバンド締結力によって、ドラム92に締結される。したがって、図11の出力軸トルクのグラフに示されるように、イナーシャフェーズ開始初期に出力軸トルクにピークを発生させることができないため、変速ショックを改善することができる。また、小ストロークで高荷重を発生する皿ばね106を使用することにより、油圧サーボ装置100を小型化することができる。

【0015】次に、ブレーキバンド90とドラム92との締結を解除させる場合は、締結側油室116から油を排出するとともに、解放側油室114に油を供給する。これにより、第1サーボピストン102は、これに加えられる上昇するバンド開放圧と、コイルスプリング108の弾性力とにより、図10中上方にストロークしていく。これにより、システム110が図10中上方にストロークするので、ブレーキバンド90をドラム92方向へ押圧する力が減少し、ブレーキバンド90とドラム92との締結が解除される。

【0016】

【発明の効果】請求項1記載の本発明によれば、ブレーキバンドが、ドラムの軸方向の一方向にのみ引きずられて移動するということがなくなるため、ブレーキバンドの一端部がドラムの端部に当たるということがない。これにより、バンドブレーキ装置の耐久性や経時変化性能が悪化するということがなくなる。また、請求項2記載の本発明によれば、ドラムの回転方向にかかわりなく、潤滑油を効果的に排出することができる。また、請求項3記載の本発明によれば、イナーシャフェーズ開始初期に出力軸トルクにピークを発生させることができないため、変速ショックを改善することができる。また、小ストロークで高荷重を発生する皿ばねを使用することにより、油圧サーボ装置を小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を実施したバンドブレーキ装置を示す図である。

【図2】ドラム及びブレーキバンドの一部を示す図である。

【図3】図2に示されるドラムの回転方向による、ブレーキバンドへ働く力の方向と、潤滑油の流れの方向と、を示す図である。

【図4】第2実施例を示す図である。

【図5】図4に示されるドラムの回転方向による、ブレーキバンドへ働く力の方向と、潤滑油の流れの方向と、

を示す図である。

【図6】第3実施例を示す図である。

【図7】第4実施例を示す図である。

【図8】第5実施例を示す図である。

05 【図9】第6実施例を示す図である。

【図10】油圧サーボ装置を示す図である。

【図11】時間と、出力軸トルク、バンド締結圧及びバンド締結力との関係を示す図である。

【符号の説明】

10 10、90 ブレーキバンド

11 バンドブレーキ装置

16 固定側ブラケット

18 アンカエンドピン

20、30、92 ドラム

15 22 作動側ブラケット

24 油圧サーボ装置

26、110 ステム

20a、20b、30b、30c らせん溝

30a 環状溝

20 100 油圧サーボ装置

102 第1サーボピストン

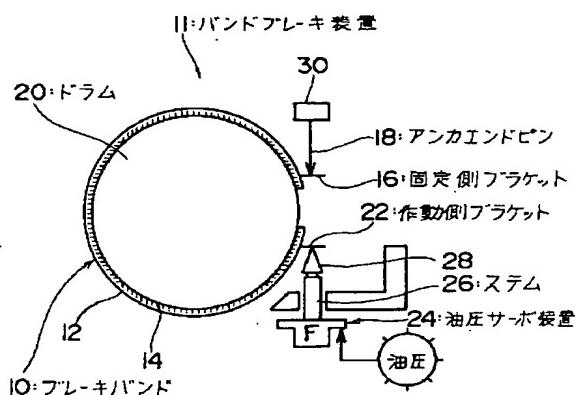
104 第2サーボピストン

106 皿ばね

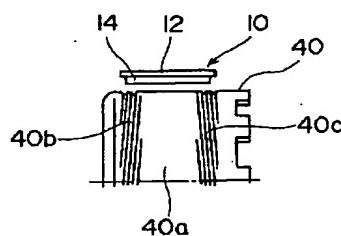
108 スプリング

25

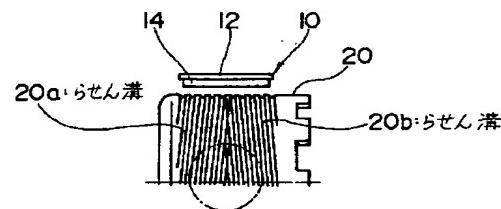
【図1】



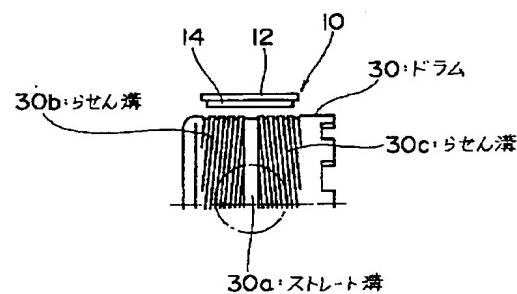
【図6】



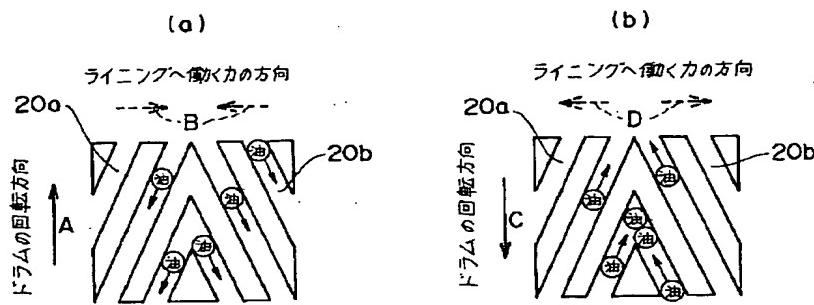
【図2】



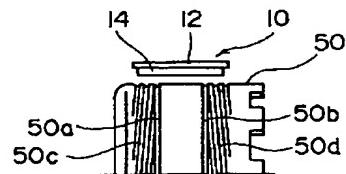
【図4】



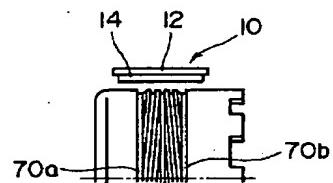
【図3】



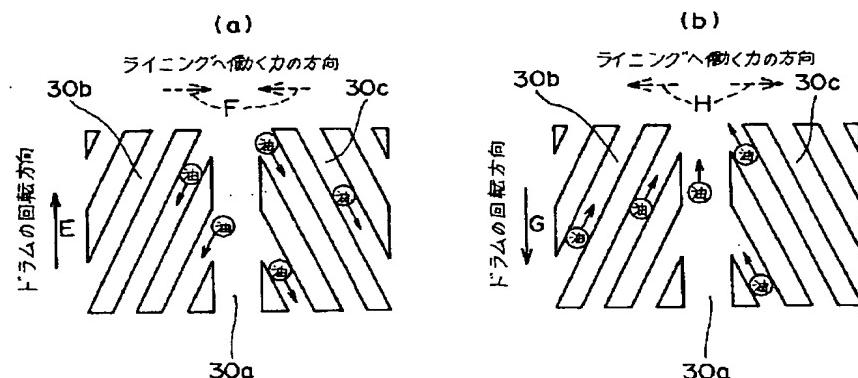
【図7】



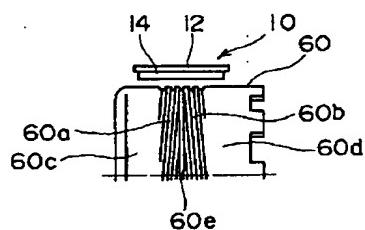
【図9】



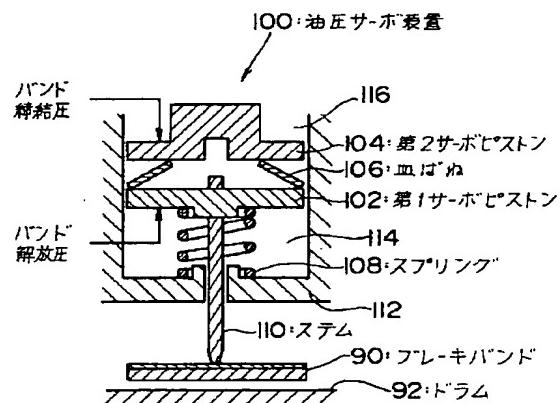
【図5】



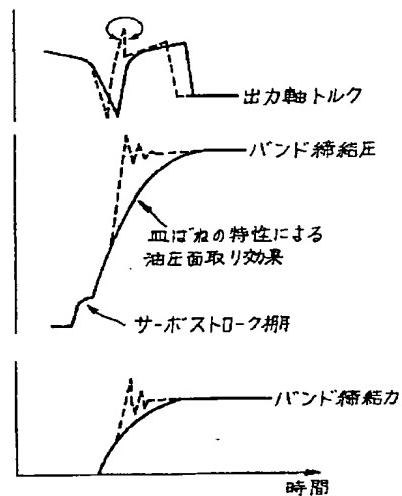
【図8】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(72) 発明者 倉田 貴文
静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1 ジ 25
ヤトコ株式会社内